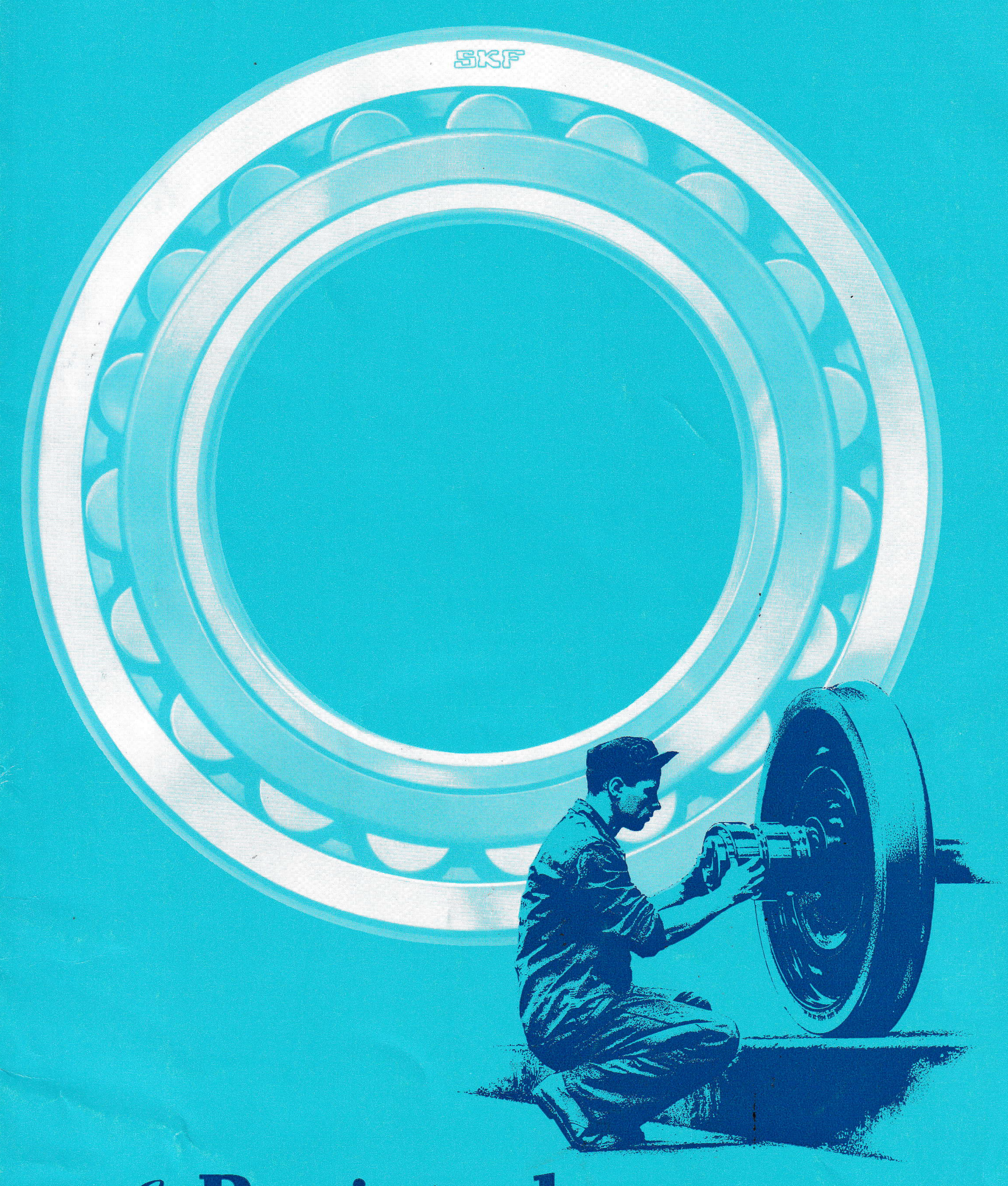



# La Revista de cojinetes a bolas

2
1962

# La Revista de cojinetes a bolas

Boletín técnico sobre montajes de rodamientos de bolas y de rodillos

2 1962



*La figura de la portada representa: montaje de rodamientos de rodillos sobre un eje de vagón de ferrocarril*

COMPAÑIA SUDAMERICANA SKF, S. A.

MONTEVIDEO / Cerro Largo 1089 / Casilla de Correo 134

De la Revista de cojinetes a bolas se publican ediciones en español, sueco, inglés, alemán, francés, italiano danés y finés, que son distribuídas por todo el mundo

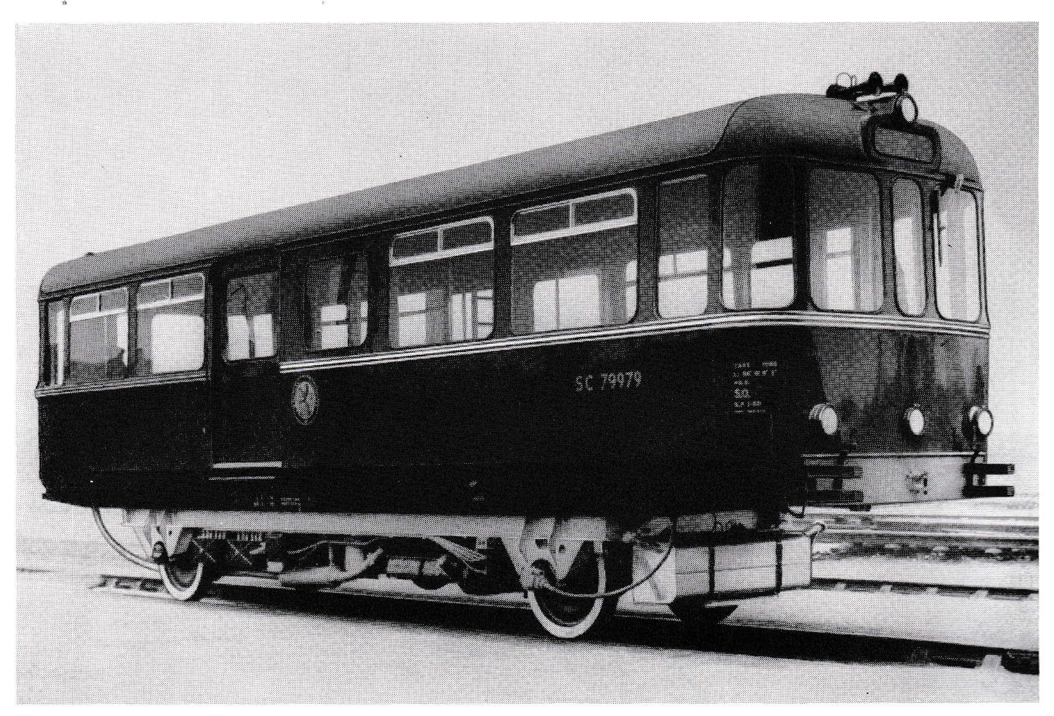



Fig. 1 Automotor fabricado por A. C. Cars Ltd. y provisto de cajas de grasa con rodamientos de rodillos según la fig. 2

# Modernización del material móvil de los ferrocarriles británicos

*(Continuación del núm. 1/1962)*

Reg. 832 337

*Automotores*

En los últimos años los ferrocarriles del continente europeo han introducido muchos automotores ligeros, principalmente del tipo Uerdingen. De acuerdo con su proyecto de modernización, los ferrocarriles británicos han comprado a cinco diferentes fabricantes un pequeño número de automotores semejantes, los cuales como prueba se han puesto en servicio en ciertos ramales. Cada uno de estos automotores está destinado a cincuenta pasajeros repartidos en dos compartimientos; los asientos son del tipo que se usa en los autocares. La entrada y salida es por el centro del automotor donde también hay un espacio para el equipaje. Las puertas correderas, una a cada lado, son accionadas desde el lugar del conductor. En ambos extremos del automotor hay una cabina para el conductor separada del espacio para pasajeros mediante una cristalera. Algunos de los automotores están también provistos de estribos abatibles maniobrados mecánicamente, que se hacen bajar en las estaciones que carecen de andén. Los automotores de este tipo, que son fabricados en Gran Bretaña, están provistos de amortiguadores de golpes y enganches ligeros para su remolque eventual.

Con el objeto de obtener la mejor marcha posible de estos vehículos de cuatro ruedas y con una distancia entre ejes relativamente grande, los constructores han empleado diferentes disposi-

ciones de caja de grasa y sistemas de suspensión, lo que se desprende de la relación que sigue.

La fig. 1 reprensenta uno de los cinco automotores fabricados por A. C. Cars Ltd. La distancia entre ejes de estos coches es 5,8 m, su peso neto 11 t, y hay asientos para 46 pasajeros. La velocidad máxima es unos 90 km/h. El automotor es accionado por un motor diesel colocado debajo del piso, del cual se transmite la fuerza a uno de los ejes de ruedas por medio de un acoplamiento hidráulico y un engranaje planetario. La caja del coche que es de una construcción ligera y autoportante fabricada de perfiles de acero, descansa en los ángulos del bastidor inferior sobre bloques de goma, descansando el bastidor inferior a su vez sobre las cajas de grasa en elementos de goma Metalastik. La construcción de las cajas de grasa se ve en la fig. 2, de la cual se desprende que cada caja va provista de un solo rodamiento de rodillos a rótula. En esta construcción la carga está dirigida a un punto ubicado debajo de la línea del centro del rodamiento, lo que proporciona buenas propiedades de marcha. Además, por la capacidad de alineación automática del rodamiento el eje puede desalinearse sin que se produzcan tensiones adicionales en los bloques de goma, lo que al contrario sucedería si se empleara una caja de grasa rígida.

La firma Park Royal Vehicles Ltd. ha construido cinco automotores, cada uno con asientos para 50 pasajeros. Su peso neto es de 15 t y la distancia entre ejes unos 6 m. El coche es accionado por un motor de 150 HP colocado debajo del piso. La caja del coche es de construcción rígida y soportada por cuatro resortes de presión inclinados en relación al plano vertical, cambiándose la tensión de los resortes de manera que siempre sea adecuada para la carga. De la fig. 3 se desprende como se ha dispuesto la suspensión primaria y en la fig. 4 se ve la construcción de la caja de grasa que está provista de dos rodamientos de rodillos a rótula. Las cajas carecen de deslizaderas de guía

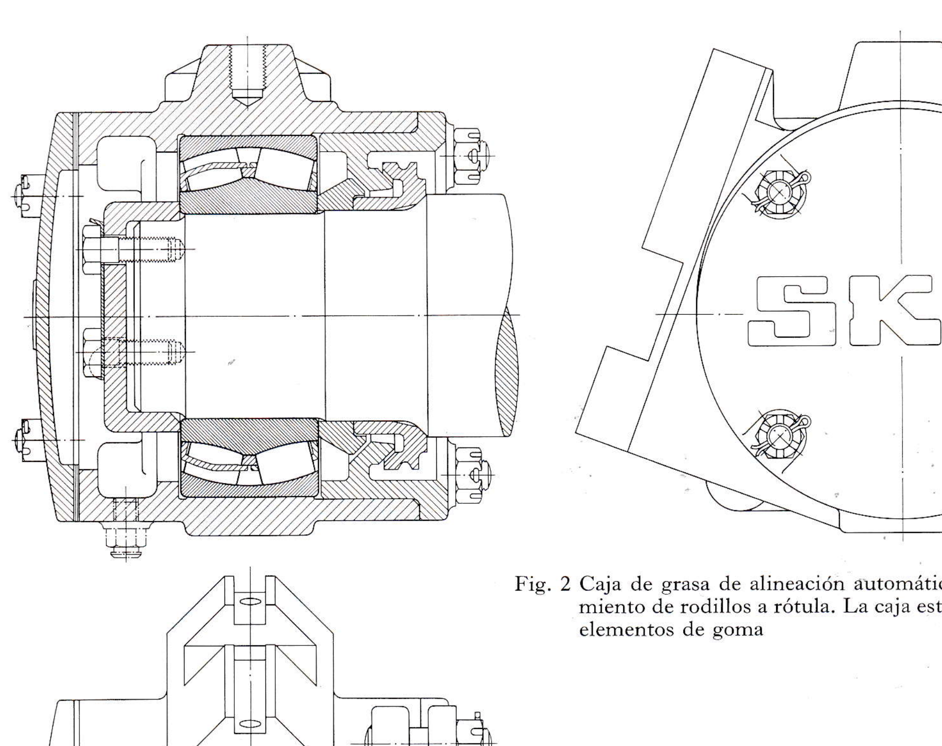



Fig. 2 Caja de grasa de alineación automática con un rodamiento de rodillos a rótula. La caja está suspendida en elementos de goma

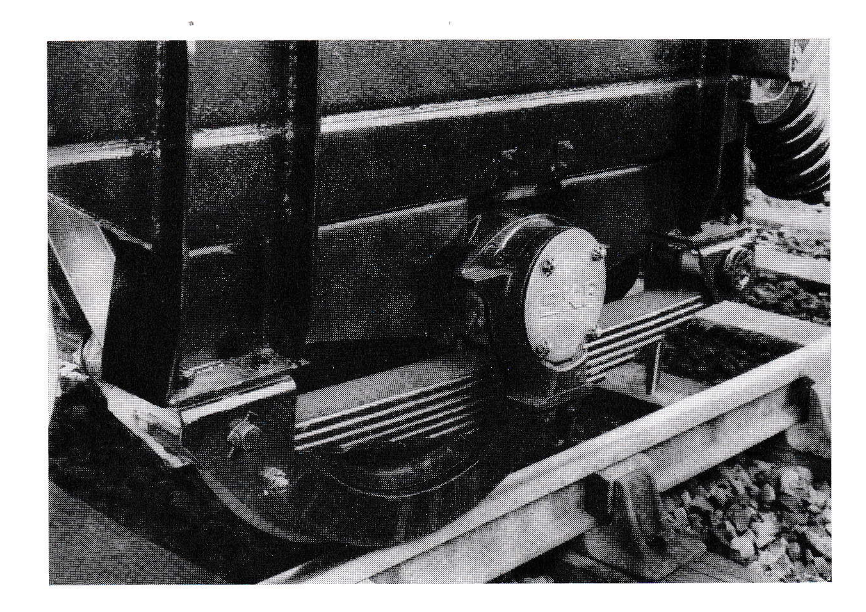



Fig. 3
Caja de grasa con rodamientos de rodillos y suspensión primaria en automotores fabricados por Park Royal Vehicles Ltd.

Fig. 4 La caja de grasa según la fig. 3

y están fijadas a muelles de ballesta inferiores, que son más largos y de un número de oscilaciones menor del corriente en ferrocarriles. El extremo exterior del muelle está montado en el bastidor inferior sobre una espiga excéntrica y por el otro extremo queda guiado por una placa endurecida de guía y defensa, lo que facilita movimientos elásticos. Esta construcción significa una suspensión suave en vista de que se ha eliminado todo el rozamiento con excepción del entre las hojas del muelle. Si se averiase el muelle, la caja de grasa sería mantenida fija por placas de guía en el bastidor inferior. La distancia entre ejes se ajusta mediante las espigas excéntricas. Todo el mecanismo de suspensión está fabricado con licencia de British United Traction.

La firma D. Wickham & Co. Ltd. ha ideado y construido cinco automotores de tipo ligero según la fig. 5, cada uno con asientos para 48 pasajeros. El peso neto es 11,5 t y el motor de 105 HP proporciona al coche una velocidad máxima de 85 km/h. Tanto la caja del coche como el bastidor inferior están construidos de tubos cuadrados estirados de acero de $1^1/_2''$ y $2^3/_8''$ respectivamente. El bastidor soporta la caja del coche mediante amortiguadores de goma Metalastik, los cuales proporcionan no solamente un movimiento vertical amortiguado de golpes sino también un movimiento lateral controlado.

Cuatro de los cinco automotores mencionados están provistos de cajas de grasa Wickham con un rodamiento de rodillos a rótula montado sobre manguito de desmontaje. Estas cajas están provistas de un brazo radial y descansan en muelle semielíptico y amortiguador de golpes. Los manguitos de Metalastik en cada extremo de los brazos radiales eliminan desgaste y lubricación en estos lugares y facilitan cierta marcha libre de los ejes haciendo muy suave la marcha del coche. El automotor restante es el primero de los vehículos de los ferrocarriles británicos que se han provisto de la suspensión neumática de Andre-Westinghouse, fig. 6, en vez de los muelles convencionales. Los recipientes rectangulares compensadores de presión descansan sobre almohadillas neumáticas de goma y transmiten la carga de la caja del coche a las cajas de grasa. La caja de grasa está fijada a un brazo radial cuyo extremo exterior es mantenido fijo por un brazo Panhard quitando así de la almohadilla neumática las cargas laterales originadas por presion axial entre las pestañas de ruedas y el rail. Los brazos pueden moverse en manguitos de Metalastik. Una válvula compensadora mantiene una altura constante del coche independiente de la magnitud de la carga.

La capacidad del automotor es enteramente dependiente de la presión de las almohadillas neumáticas y los recipientes de compensación, y el

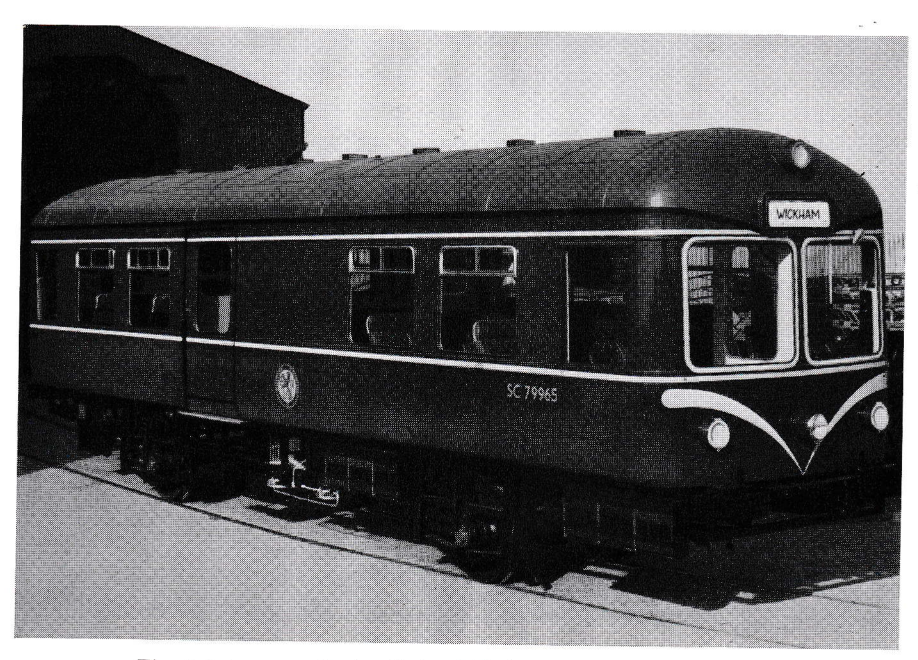



Fig. 5 Automotor de tipo ligero. Fabricante: D. Wickham & Co. Ltd.

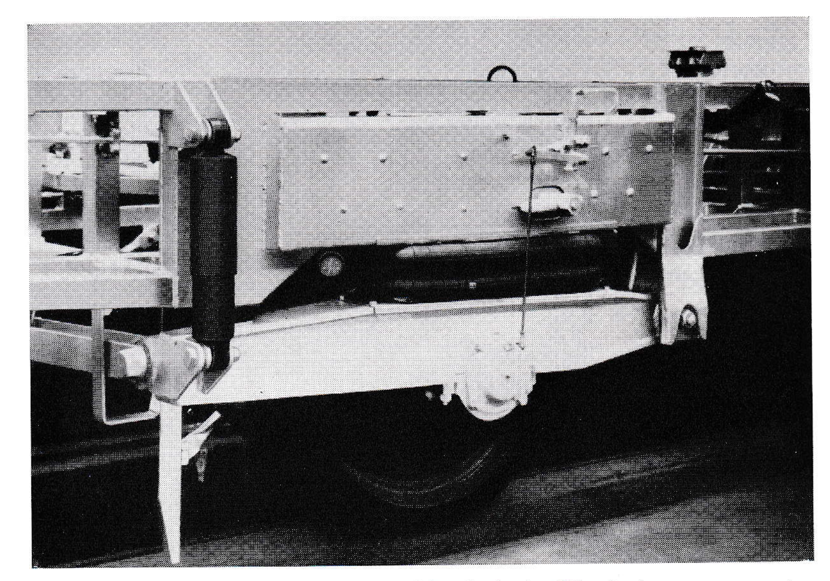


Fig. 6 Mecanismo de suspensión neumática de Andre-Westinghouse en un automotor de tipo ligero fabricado por D. Wickham & Co. Ltd.

número de oscilaciones del sistema elástico depende de la presión y volumen del aire. Las presiones aproximadas de aire son:

| | |
|---|---|
| para coche sin carga | 3,1 kg/cm² |
| para coche con carga normal | 4,2 » |
| para coche con carga máxima | 4,6 » |

Cada caja de grasa está provista de un rodamiento de rodillos a rótula SKF exactamente igual a los que se emplean en los automotores con suspensión convencional. En cada caja de grasa hay también un amortiguador hidráulico de golpes.

Dos automotores según la fig. 7 con cajas de coche de Eastern Coach Works Ltd. han sido construidos por Bristol Commercial Vehicles Ltd.

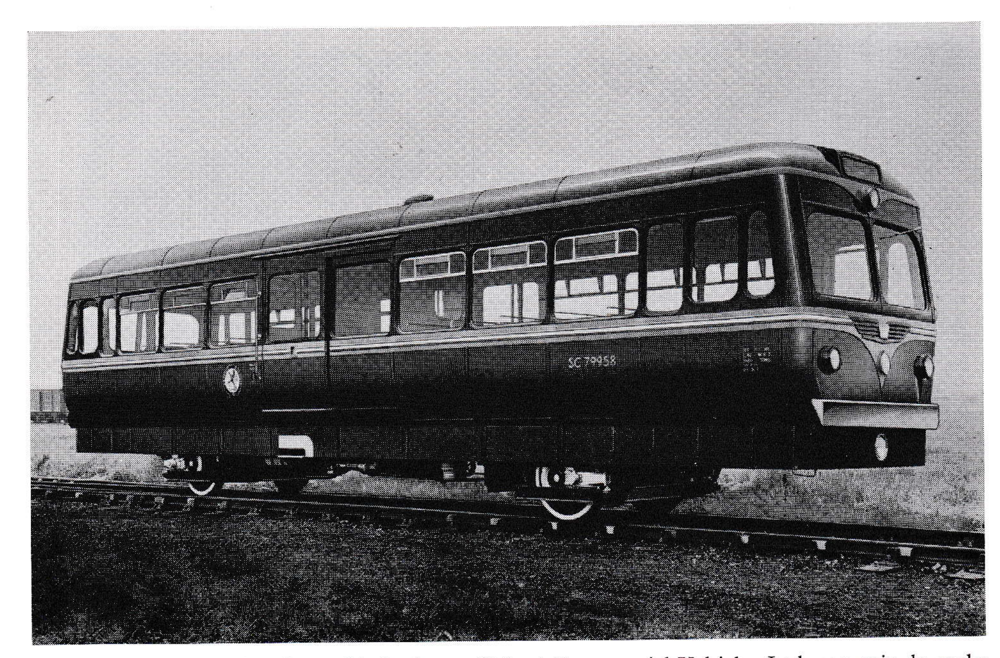


Fig. 7 Automotor de tipo ligero fabricado por Bristol Commercial Vehicles Ltd. con caja de coche fabricada por Eastern Coach Works Ltd.

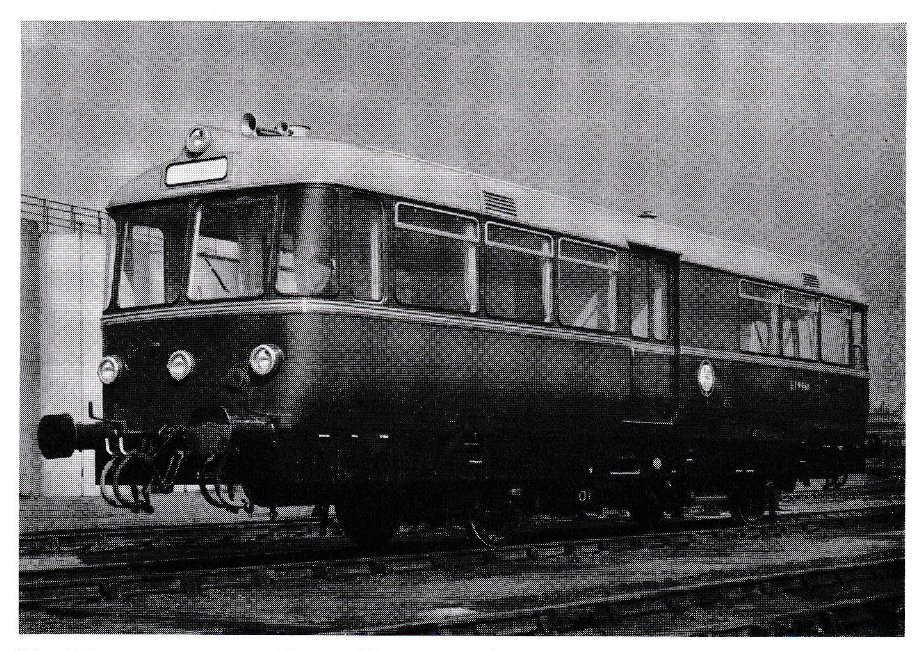


Fig. 8 Automotor construido por Waggon- und Maschinenbau G.m.b.H., Donauwörth, Alemania. El automotor está provisto de cajas de grasa con dos rodamientos de rodillos cilíndricos SKF

Estas dos empresas son propiedad de The British Transport Commission. Hay muchos detalles interesantes de la construcción. La caja del coche está construida de una aleación de aluminio y descansa sobre el bastidor inferior en cuatro bloques de goma, mientras que el bastidor inferior que es de acero, está suspendido en los ejes de las ruedas en elementos de goma Metalastik. Los ejes son en principio iguales a los de los autocares y camiones y están montados en rodamientos de rodillos cónicos SKF. La distancia entre ejes es 6,7 m. Las ruedas están ejecutadas según la construcción amortiguadora de ruidos de Svenska Aktiebolaget Bromsregulator (SAB), Suecia, lo que significa que la llanta de la rueda está montada elásticamente en relación al cubo mediante un sistema de amortiguadores de goma, reduciéndose los golpes de los railes y ruidos perturbadores. El coche está provisto de frenos de disco del tipo Dunlop-Monitor, que eliminan el riesgo de que se traben las ruedas, aun obteniéndose el efecto máximo de freno. Estos coches, que tienen un motor de 112 HP, pesan 13,5 t neto y tienen capacidad de 52 pasajeros.

La firma alemana Waggon- und Maschinenbau G.m.b.H., Donauwörth, (W.M.D.), ha suministrado cinco automotores, en los cuales la caja del coche está construida según las estipulaciones de los ferrocarriles británicos, mientras que el bastidor inferior y el equipo mecánico son similares a los de los automotores correspondientes de los ferrocarriles alemanes. Uno de estos automotores está representado en la fig. 8, su peso neto es 15 t, su capacidad es de 56 pasajeros y su velocidad máxima de 90 km/h. La caja del coche va suspendida en cuatro puntos del bastidor inferior en resortes de acero inclinados y todo el movimiento relativo es regulado por amortiguadores hidráulicos de golpes. Cada caja de grasa va provista de dos rodamientos de rodillos cilíndricos SKF y es guiada por deslizaderas convencionales, provistas de placas de defensa de un material sintético resistente al desgaste (Ferrozell) que no requiere lubricación. Para facilitar la marcha del coche en las curvas tanto el juego radial como el axial en las guías es de unos 5 mm. En su lado superior las cajas de grasa están cargadas por muelles semielípticos con ajuste de tornillos. Las ruedas son de tipo ligero y en el equipo están incluidos frenos automáticos de discos y de aire comprimido.

(Continuará en el número siguiente)

# Vagón para transporte de automóviles



Reg. 832 220

La figura representa un vagón especial fabricado en Italia para el transporte de automóviles.

El vagón está provisto de cajas de grasa SKF con dos rodamientos de rodillos a rótula 229750 para diámetro de mangueta de 130 mm. Hasta el primer trimestre de este año se han obtenido pedidos por cajas de grasa para 160 vagones semejantes.

# Determinación experimental de la carga equivalente de un rodamiento con carga variable

Reg. 423:712

En muchos casos la carga de un rodamiento es variable, lo que debe tenerse en cuenta al determinar su duración.

Si se conoce como la carga varía con el tiempo, de la ecuación siguiente se puede calcular la carga constante que sobre la duración de los rodamientos tiene la misma influencia que la carga que está obrando:

$$F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^{\,p} N_1 + F_2^{\,p} N_2 + F_3^{\,p} N_3 + \ldots}{N_1 + N_2 + N_3 + \ldots}} \qquad (1)$$

siendo $F_1$, $F_2$, $F_3$ cargas que obran durante $N_1$, $N_2$, $N_3$ revoluciones respectivamente.

Si la carga cambia linealmente entre un valor mínimo $F_{min}$ y un máximo $F_{max}$, vale aproximadamente

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \qquad (2)$$

Generalmente se puede substituir un diagrama de carga por una línea quebrada y determinar la carga media de cada línea parcial con ayuda de la ecuación (2). La carga constante buscada para todo el período se obtiene después de la ecuación (1).

El exponente $p$ es igual a 3 para rodamientos de bolas. Para rodamientos de rodillos rige un valor mayor variando entre 3 y 4 según la ejecución del rodamiento y la carga, pero en la fórmula de SKF para el cálculo de la duración de los rodamientos se pone igual a 10/3. Al calcular la carga $F_m$ generalmente es suficiente poner $p = 3$. Para mayor seguridad conviene calcular con $p = 4$ cuando las cargas son altas y de corta duración.

Para muchas disposiciones expuestas a carga variable es difícil calcular teóricamente las cargas exactas de rodamientos, especialmente cuando existen fuerzas de golpes. Basándose por ej. en una potencia dada de motor y el peso propio de las piezas de máquina, muchas veces se puede calcular la carga media artimética que obra sobre los rodamientos respectivos, y después se tiene en consideración la influencia de la variación de carga multiplicando el valor obtenido por un factor de carga determinado más o menos empíricamente.

Con los mecanismos auxiliares de que actualmente se dispone para la medición de tensiones también durante la marcha, por ej. calibres de hilo de resistencia (wire strain gauge) es posible determinar experimentalmente la variación de carga de los diferentes rodamientos y después se puede con ayuda de la ecuación (1) determinar la carga del rodamiento con bastante exactitud. Especialmente en fabricaciones en serie puede ser valioso hacer mediciones semejantes en una máquina de prueba. El método puede también emplearse para determinar la magnitud del factor de carga mencionado anteriormente para cierto tipo de máquina.

Al emplear calibres de hilo de resistencia se conectan éstos a una puente Wheatstone. Las variaciones de la tensión del ramal de galvanómetro de ésta, son directamente proporcionales a la magnitud de la carga y son registradas en un osciloscopio de rayos catódicos después de haber sido amplificadas en un amplificador de ondas

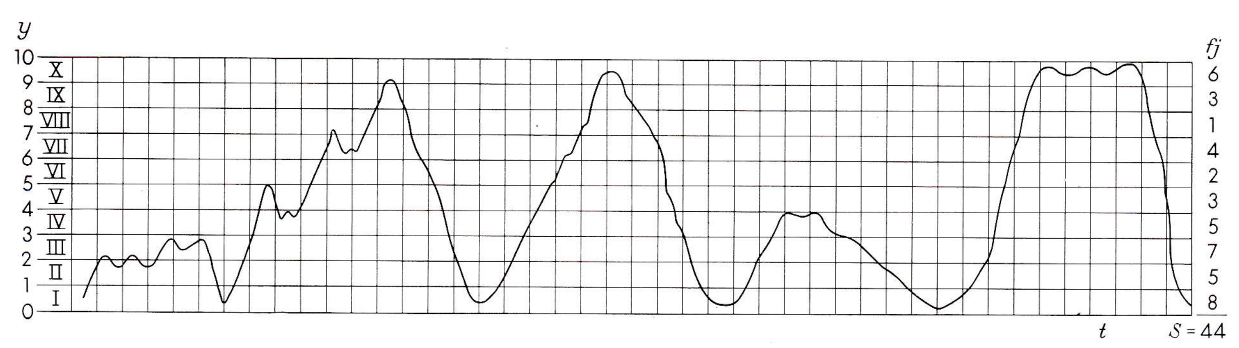



Fig. 1 Diagrama de carga

portantes (carrier frequency amplifier), véase la fig. 2. De la imagen en la pantalla del osciloscopio se puede sacar una fotografía que sirve de base para el cálculo de la carga media. La fig. 1 representa un ejemplo de esto. La curva es trazada de una fotografía y a lo largo del eje $x$ es dividida en intervalos iguales de tiempo y a lo largo del eje $y$, en intervalos de fuerza. Cada división del eje $y$ corresponde a $k$ kg.

Al determinar la carga constante equivalente del rodamiento se supone que cada división del eje $y$ constituye una clase, denominada I, II, III, etc. Se cuentan las intersecciones de la curva y las líneas verticales que quedan dentro de cada clase respectiva. Esta cantidad se denomina $f_j$ y el número total de intersecciones, $\Sigma f_j$, se denomina $S$.

Cada clase sobre el eje $y$ es limitado por un valor máximo y otro mínimo. El valor característico de $y$ para cada clase se supone sea el valor medio de $y_{max}$ y $y_{min}$ según la ecuación (2):

$$y_j = \frac{y_{min} + 2y_{max}}{3} \qquad (3)$$

Con velocidad constante y las condiciones ya mencionadas se puede deducir de la ecuación (1) la siguiente expresión para la carga equivalente del rodamiento:

$$F_m = k \sqrt[p]{\frac{\Sigma f_j \, y_j{}^p}{S}} \qquad (4)$$

Este método ocupa mucho tiempo y la extensión de las pruebas es limitada en vista de que el número de puntos de intersección es relativamente pequeño. Se puede simplificar el trabajo y aumentar la extensión de las pruebas considerablemente completando el equipo con un estroboscopio, véase la fig. 2, el que con frecuencia uniforme durante períodos muy cortos, unos 10 microsegundos,

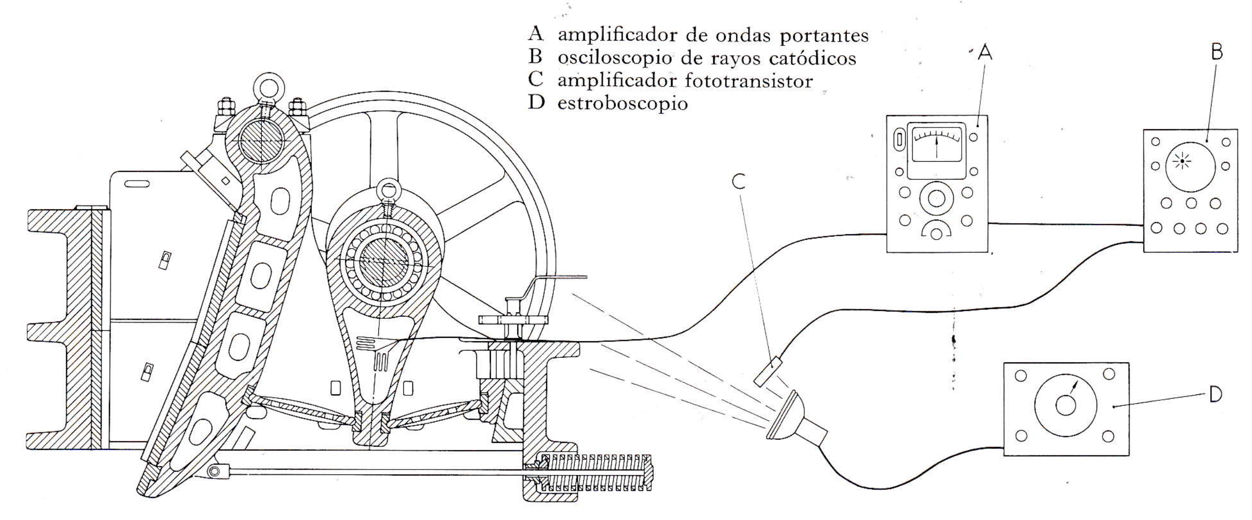



Fig. 2 Equipo para determinar las variaciones de carga de una quebrantadora de mandíbulas

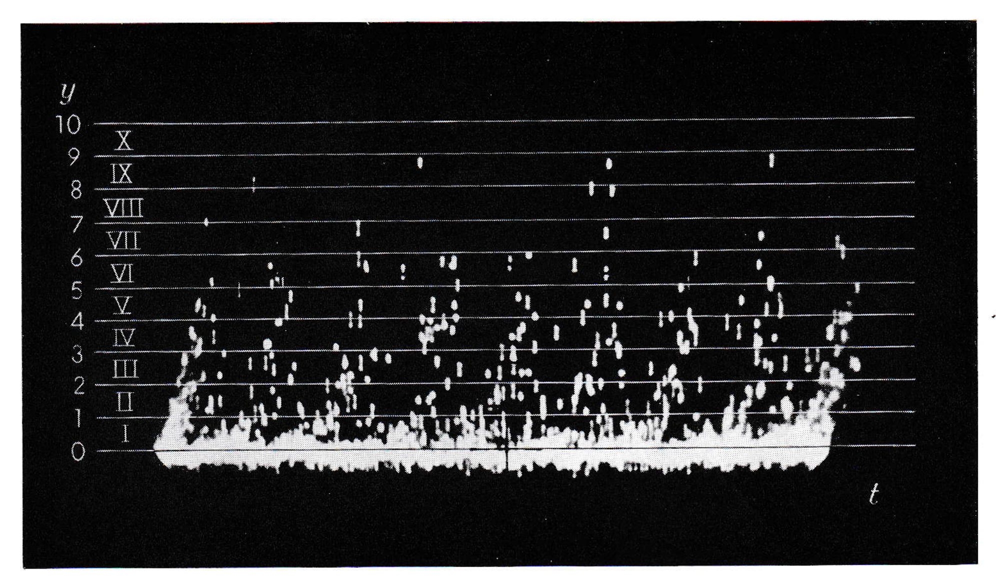



Fig. 3 Reproducción fotográfica de los puntos de luz sobre la pantalla del osciloscopio en la prueba con la quebrantadora de mandíbulas según la fig. 2

alumbra un emplificador fototransistor (phototransistor amplifier) conectado al osciloscopio. Al alumbrarse se produce un impulso eléctrico con el efecto de que en el mismo momento recibe una parte del rayo del electrodo sobre la pantalla del osciloscopio una adición de su intensidad de luz y aparece como un punto fuertemente resplandeciente. Una coordenada del punto representa la magnitud de fuerza y la otra es una coordenada de tiempo.

La figura 3 representa el resultado de una prueba semejante. En cada centelleo del estroboscopio se ha reproducido un punto de luz, mientras que las partes de la curva que se encuentran entre los puntos, tienen una intensidad de luz mucho más baja que la de los puntos mismos y se han apagado enteramente — un ejemplo de una curva completa se ve en la fig. 4. Los puntos de luz corresponden a las intersecciones de la curva y las líneas verticales de la fig. 1. Si se divide el eje $y$ en clases cuya magnitud es representada por $y_j$, calculado según la ecuación (3), corresponde por lo tanto $f_j$ al número de puntos de luz de cada clase. La carga media se calcula como anteriormente según la ecuación (4).

Las fotografías de las curvas de las figs. 3 y 4 se sacaron durante una investigación hecha en Suiza por la firma Victor Gasperini, Altdorf/Uri, cuando se estaba determinando la carga equivalente de los rodamientos de la biela de una quebrantadora de mandíbulas. Las cargas sobre estos rodamientos son directamente proporcionales a la fuerza de tracción y presión de la biela, midiéndose esta fuerza con ayuda de calibres de hilo de resistencia que se fijaron en la zona neutral de la biela. En vista de que las quebrantadoras de mandíbulas están expuestas a cargas muy variables al quebrantar minerales diferentes, debe hacerse la prueba en condiciones correspondientes a las normales de la máquina.

La quebrantadora de mandíbulas investigada con la denominación $8^1/_2$ CT es fabricada por U Ammann AG, Langenthal, Suiza, y sus características son:

| | |
|---|---|
| Potencia del motor | 68 kW |
| Velocidad del eje de la excéntrica | 302 r/m |
| Radio de la excéntrica | 20 mm |
| Largo de mandíbulas | 850 mm |
| Ancho de mandíbulas | 600 mm |

Los puntos de luz de la fig. 3 son reproducidos durante un período $T = 60$ s y con la frecuencia de alumbramiento $f = 25$ $s^{-1}$. Se ha elegido la frecuencia de manera que no coincida con ningún múltiple entero de la velocidad de la máquina — lo que fácilmente puede verificarse mediante el estroboscopio. El número total de puntos de la

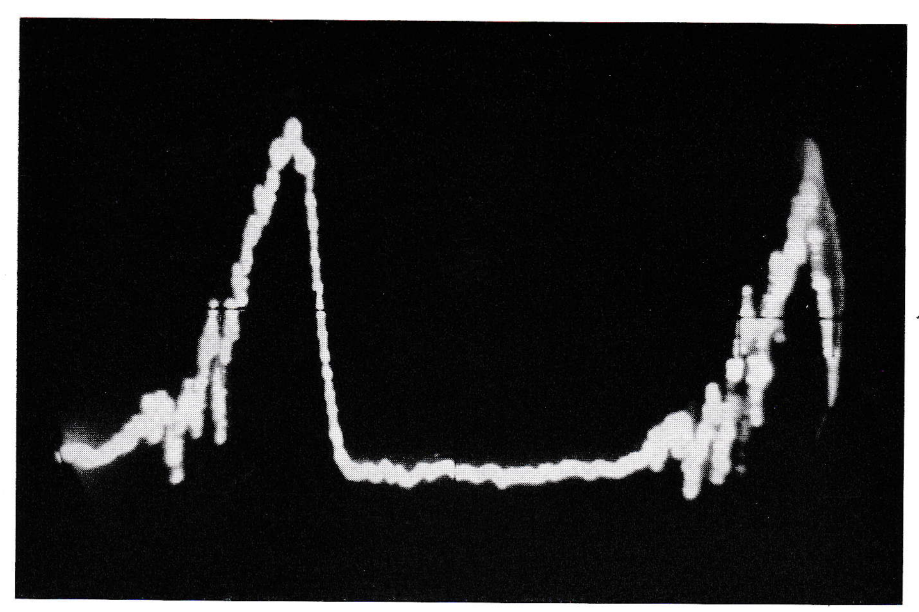


Fig. 4 Reproducción fotográfica de una curva completa sobre la pantalla del osciloscopio en la prueba según la fig. 2

figura, $S$, es por consiguiente $T \cdot f = 1500$. El eje $y$ está dividido en 10 clases denominadas I—X. Cada unidad de clase $k$ representa 10000 kg.

Al determinar la carga equivalente del rodamiento primeramente se cuentan el número de puntos $f_j$ de cada clase con excepción de la inferior que desde luego contiene el resto de los 1500 puntos. La tabla 1 representa el cálculo de la expresión $\Sigma f_j y_j^p$ según la ecuación (4). De acuerdo con las instrucciones dadas al principio de este artículo se ha puesto el exponente $p$ igual a 4 ya que como se ve de la fig. 4, existen cargas de golpes durante períodos cortos. Si se inserta en la ecuación el valor calculado de la suma, 87675, junto con los valores mencionados de $k$ y $S$, resulta

$$F_m = 10000 \sqrt[4]{\frac{87675}{1500}} = 27680$$

El valor así obtenido experimentalmente de la carga equivalente del rodamiento puede compararse con un valor calculado teóricamente que se obtiene de una fórmula deducida por SKF

$$F_m = 2{,}5 \cdot 10^6 \frac{W}{e\, n} \qquad (5)$$

$W$ significa la potencia suministrada por el motor en kW, $e$ el radio de la excéntrica en mm y $n$ la velocidad en r/m.

Si se insertan en la ecuación las características indicadas anteriormente de la quebrantadora de mandíbulas en cuestión resulta $F_m = 28000$ kg, lo que casi exactamente corresponde al resultado experimental. Sin embargo, es una casualidad que la correspondencia sea tan buena, pues el margen de inseguridad para ambos métodos es en realidad mayor que la diferencia entre estos valores.

*Tabla 1*

| Clase | $f_j$ | $y_j$ | $y_j^4$ | $f_j y_j^4$ |
|---|---|---|---|---|
| I | 1270 | 0,67 | 0,198 | 251 |
| II | 77 | 1,67 | 7,72 | 594 |
| III | 51 | 2,67 | 50,06 | 2580 |
| IV | 44 | 3,67 | 181 | 7960 |
| V | 25 | 4,67 | 474 | 11840 |
| VI | 21 | 5,67 | 1031 | 21640 |
| VII | 5 | 6,67 | 1975 | 9870 |
| VIII | 3 | 7,67 | 3455 | 10380 |
| IX | 4 | 8,67 | 5642 | 22560 |
| $\Sigma f_j = S = 1500$ | | | | $\Sigma f_j y_j^4 = 87675$ |

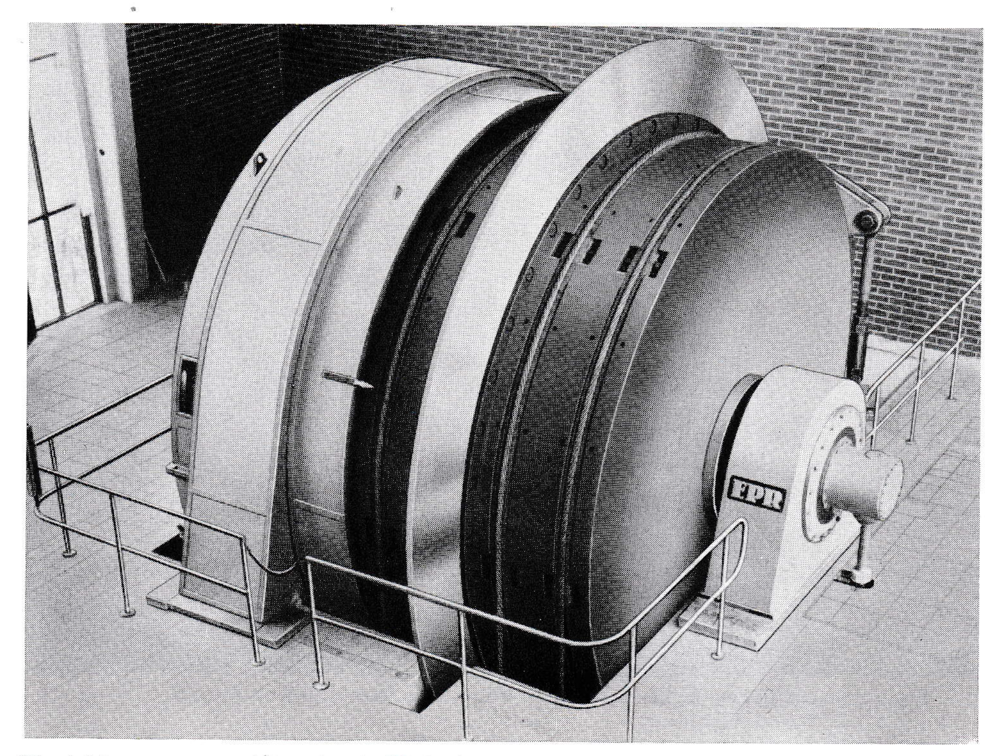



Fig. 1 Montacargas moderno alemán fabricado por AG Eisenhütte Prinz Rudolph (EPR), Dülmen. El montacargas está montado en rodamientos de rodillos a rótula SKF

# Nuevos montacargas alemanes de minas con rodamientos SKF

Reg. 835 5

Desde hace varios años la competencia dentro de la industria minera se está intensificando lo que ha obligado a las empresas de este renglón a hacer más racional su producción, y entre las medidas puede mencionarse la centralización de las instalaciones de elevación y el aumento de su capacidad. Estas medidas en conjunto con las profundidades mayores de pozo ponen exigencias severas en la eficiencia de los montacargas. La firma alemana AG Eisenhütte Prinz Rudolph (EPR), Dülmen, ha introducido una nueva construcción de montacargas que satisface las altas demandas actuales. Dos montacargas de esta ejecución han sido suministrados a la firma minera Ewald-Kohle AG, Recklinghausen, que han estado en servicio desde septiembre de 1960 y mayo de 1961 respectivamente. Cada montacarga eleva 18 t de carga útil desde una profundidad de 1100 m a la velocidad de 14 m/s. La polea de cable cuyo diámetro es 4,5 m, está destinada a cuatro cables.

El equipo eléctrico es un motor de corriente continua de 3200 kW entregado por Siemens Schuckert Werke AG. El motor y el tambor de cable están montados sobre un eje común hueco y partido, lo que en combinación con el hecho de que el disco de freno fijado al tambor es muy delgado, ha contribuido a hacer muy compacta la construcción del montacarga y por eso económica de espacio.

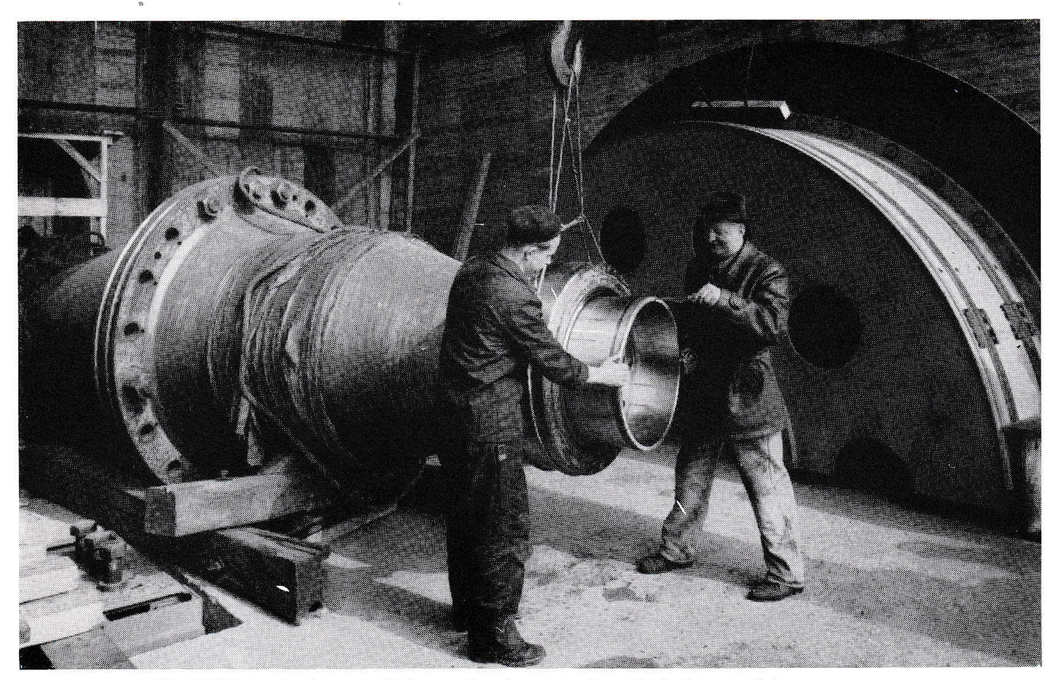


Fig. 2 Montaje de uno de los rodamientos sobre el eje hueco del montacargas



Cada muñón del eje hueco está montado en un rodamineto de rodillos a rótula 240/630 CBK30F montado sobre manguito de desmontaje AOH 240/630 para diámetro de muñón de 600 mm. Empleando el método SKF de acéite a presión se facilitan el montaje y desmontaje. Puede mencionarse que las roldanas de guía también están montadas en rodamientos de rodillos a rótula SKF.

Una ventaja del empleo de rodamientos de rodillos a rótula en vez de cojinetes ordinarios en estos montacargas es, además de la reducción de las pérdidas de rozamiento, un entretenimiento más sencillo de los rodamientos.

Fig. 3 Se verifica el juego del rodamiento



Fig. 1
La Catedral de St. Paul de Londres

# Campanas de iglesias inglesas montadas sobre rodamientos SKF

Reg. 881 22

La Catedral de St. Paul de Londres tiene doce campanas que se instalaron en el año 1878. La más ligera pesa 450 kg y la más pesada 3600 kg.

Estas campanas, anteriormente montadas en cojinetes ordinarios han sido ahora provistas de rodamientos SKF. Siete de éstas se equiparon con rodamientos ya en la primavera de 1960, mientras que se empezó la modernización de las otras en la primavera siguiente.

Las nueve campanas menores están montadas en rodamientos de bolas a rótula y las tres más pesadas en rodamientos de rodillos a rótula, todos montados sobre manguitos de fijación. Los diámetros de los muñones de eje varían de $1^1/_4$″ a $3^1/_4$″.



Fig. 2 Se desmonta la horquilla de suspensión de una de las campanas para su reconstrucción



Fig. 3 Una de las campanas de la Catedral de St. Paul, suspendida en rodamientos SKF

La fig. 2 representa el desmontaje de una horquilla de suspensión que debía reconstruirse en la fundería.

La fig. 3 es una vista de cerca de una de las campanas suspendida en rodamientos SKF.

También las diez campanas de la Catedral de Lichfield que se fundieron de nuevo en 1947, han sido provistas de rodamientos. En la fig. 4 se ve una de las campanas de tamaño medio que pesa unos 1600 kg.

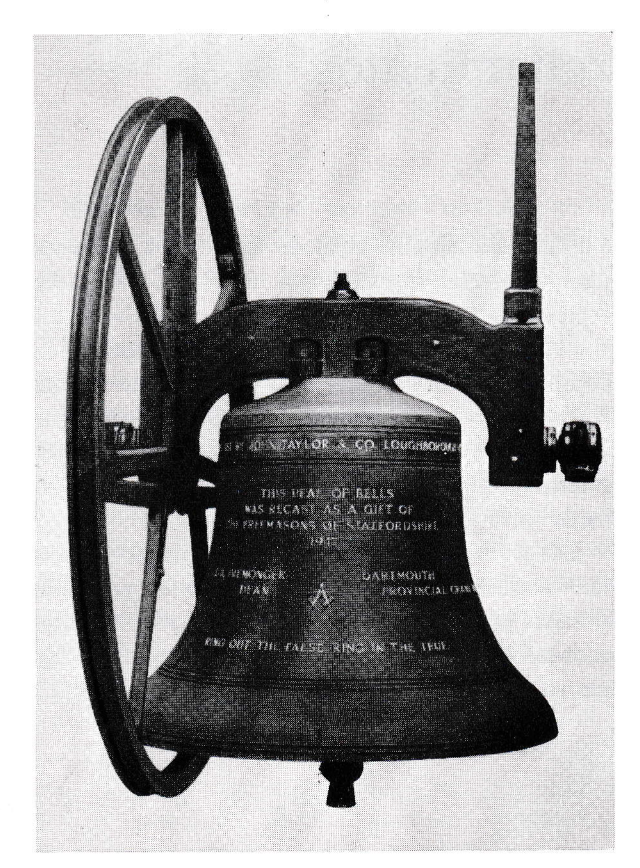



Fig. 4 Campana tenor de la Catedral de Lichfield, provista de rodamientos SKF

CD 621.822.6:625.2.012.25
RIAL, G M: *Modernización del material móvil de los ferrocarriles británicos.* La Revista de cojinetes a bolas núm. 2/1962, págs. 18-23.

Este artículo que es una continuación de los artículos sobre el mismo tema publicados en los núms. 4/1961 y 1/1962 de la Revista de cojinetes a bolas, proporciona algunas informaciones respecto al proyecto de modernización de los ferrocarriles británicos en lo que se refiere a los automotores.

Se describen brevemente la construcción de los diferentes tipos de automotores, la ejecución de sus bogies y cajas de grasa. Las cajas de grasa están provistas de rodamientos de rodillos SKF.

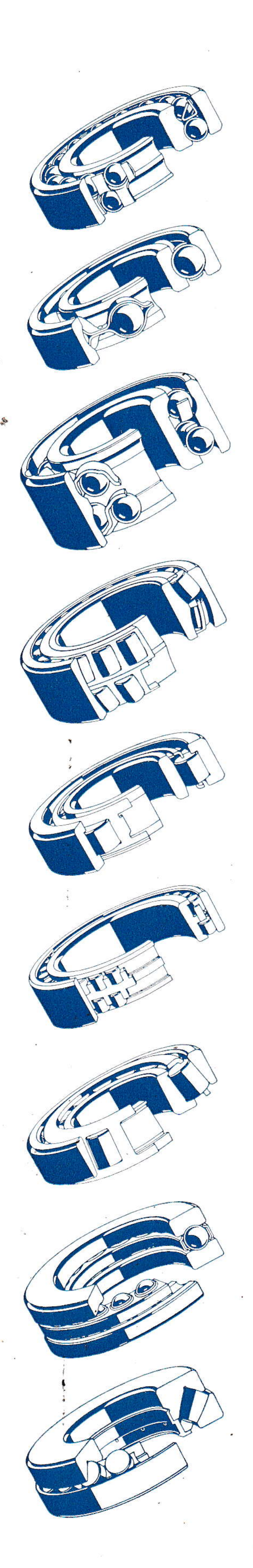
SKF Reg. 832 337

CD 621.822.6:624.042.3
SCHWEIZER, E: *Determinación experimental de la carga equivalente de un rodamiento con carga variable.* La Revista de cojinetes a bolas núm. 2/1962, págs. 25-28.

Para muchas disposiciones de rodamientos expuestas a carga variable es difícil calcular teóricamente las cargas exactas de rodamientos especialmente cuando existen fuerzas de golpes. Con los mecanismos auxiliares de que actualmente se dispone para la medición de tensiones también durante la marcha, por ej. calibres de hilo de resistencia, es posible determinar experimentalmente la variación de carga de los diferentes rodamientos y después se puede determinar la carga equivalente con bastante exactitud.

En este artículo se describe el método de determinar la carga media de los rodamientos en una quebrantadora de mandíbulas.

SKF Reg. 423:712



SKF

ha creado una organización de técnicos especializados en la resolución de problemas sobre rodamientos, la cual está a disposición de todos los interesados. 200 oficinas de SKF repartidas por el mundo entero se encargan de este servicio.

Reg. 077 701